

# Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP05/006009

International filing date: 23 March 2005 (23.03.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP  
Number: 2004-087587  
Filing date: 24 March 2004 (24.03.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 02 June 2005 (02.06.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland  
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

日本国特許庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日  
Date of Application: 2004年 3月24日

出願番号  
Application Number: 特願2004-087587

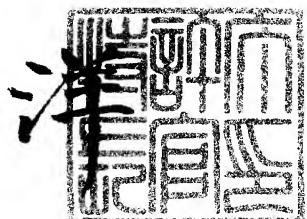
パリ条約による外国への出願に用いる優先権の主張の基礎となる出願の国コードと出願番号  
The country code and number of your priority application, to be used for filing abroad under the Paris Convention, is

出願人  
Applicant(s): トヨタ自動車株式会社

2005年 5月20日

特許庁長官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

小川



【書類名】 特許願  
【整理番号】 TSN0401295  
【あて先】 特許庁長官殿  
【国際特許分類】 F16H 3/62  
F16H 3/66

【発明者】  
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
【氏名】 田端 淳

【発明者】  
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
【氏名】 宮崎 光史

【特許出願人】  
【識別番号】 000003207  
【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社

【代理人】  
【識別番号】 100085361  
【弁理士】  
【氏名又は名称】 池田 治幸

【手数料の表示】  
【予納台帳番号】 008268  
【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】  
【物件名】 特許請求の範囲 1  
【物件名】 明細書 1  
【物件名】 図面 1  
【物件名】 要約書 1  
【包括委任状番号】 0212036

## 【書類名】特許請求の範囲

### 【請求項 1】

第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転を該第1変速部を介して該第2変速部へ伝達し、該第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、

前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、該第1中間出力経路よりも大きい変速比で該入力回転部材の回転を減速して出力する第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部と、

第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって4つの回転要素が構成されるとともに、該4つの回転要素の回転速度を直線上で表すことができる共線図上において該4つの回転要素を一端から他端へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素および第4回転要素としたとき、該第1回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2回転要素は第2クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第3回転要素は前記出力回転部材に連結され、該第4回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変速部とを、備えている一方、

前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されて該出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、

前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されることを特徴とする車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 2】

第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転を該第1変速部を介して該第2変速部へ伝達し、該第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、

前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、該第1中間出力経路よりも大きい変速比で該入力回転部材の回転を減速して出力する第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部と、

第2サンギヤ、第2キャリア、および第2リングギヤを備えたシングルピニオン型の第2遊星歯車装置と、第3サンギヤ、第3キャリア、および第3リングギヤを備えたダブルピニオン型の第3遊星歯車装置とを含み、該第2サンギヤは第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2キャリアと該第3キャリアとは共通の部材で構成されて第2クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、該第2リングギヤと該第3リングギヤとは共通の部材で構成されて前記出力回転部材に連結され、該第3サンギヤは第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変速部とを、備えている一方、

前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されて該出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、

前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されることを特徴とする車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 3】

前記第1クラッチ、および前記第2ブレーキ或いは一方向クラッチが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第3クラッチが係合させられることによって成立する前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段と、

前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第3クラッチが係合させられることによって成立する前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段と、

前記第2クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段とのうちのいずれか複数の変速段を備える変速機が構成されるものである請求項1または2の車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 4】

前記第1遊星歯車装置、前記第2遊星歯車装置、前記第3遊星歯車装置は、その順に前記第1軸心上に同心に配置され、

前記第4クラッチは、該第1遊星歯車装置に対して該第2遊星歯車装置側とは反対側に配置されて前記第1キャリアに連結されるものである請求項1乃至3のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 5】

前記第1遊星歯車装置に対して前記第2遊星歯車装置側とは反対側の前記第1軸心上に同心に配置されて前記駆動力源により回転駆動されることにより前記クラッチおよびブレーキの係合作動のための作動油を供給するためのオイルポンプを備え、

前記第4クラッチは、前記第1遊星歯車装置と該オイルポンプとの間の空間に配置されるものである請求項4の車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 6】

前記第1遊星歯車装置の第1サンギヤが連結される前記非回転部材は、円筒形状を有して前記入力回転部材の外周側に配設されたものであり、

前記第4クラッチは、該非回転部材の外周側の空間に配置されるものである請求項4または5の車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 7】

前記第4クラッチの摩擦部材を押圧して該第4クラッチを係合させるための第4クラッチピストンは、該第4クラッチの摩擦部材に対して前記第1遊星歯車装置側とは反対側に配置されるものである請求項4乃至6のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 8】

前記第4クラッチピストンは、前記第4クラッチの摩擦部材に対して前記オイルポンプ側に配置されるものである請求項5乃至7のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 9】

前記第4クラッチピストンの遠心油圧補償油室を備え、

該遠心油圧補償油室は前記第4クラッチの摩擦部材の内周側の空間内に設けられるものである請求項4乃至8のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

### 【請求項 10】

前記第3クラッチの摩擦部材は前記第1リングギヤの外周側に配置され、該第3クラッチの摩擦部材を押圧して該第3クラッチを係合させるための第3クラッチピストンの内周側の空間内には前記第4クラッチの第4シリングダが配置され、該第3クラッチピストンと該

第4シリンダとの間にオイルシールが設けられているものである請求項4乃至9のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

【請求項11】

前記第3クラッチの第3クラッチドラムと前記第3クラッチピストンとの間に該第3クラッチピストン作動用の油室が形成されるものである請求項4乃至10のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

【請求項12】

前記出力回転部材は第1軸心上で前記第1変速部と前記第2変速部との間に配置されるものである請求項1乃至11のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

【請求項13】

前記第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置は、ラビニヨ型の遊星歯車列である請求項1乃至12のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

【請求項14】

第3遊星歯車装置はダブルピニオン型の遊星歯車装置である請求項1、および請求項3乃至13のいずれかの車両用遊星歯車式多段変速機。

【書類名】明細書

【発明の名称】車両用遊星歯車式多段変速機

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車などの車両において、原動機と駆動輪との間に設けられる車両用遊星歯車式多段変速機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

車両においては、予め定められた複数の変速比或いは変速段を選択するために複数の遊星歯車装置とそれらを構成する要素を結合するための係合要素たとえばクラッチおよびブレーキとを用いた遊星歯車式多段変速機が多用されている。例えば、特許文献1に記載の自動変速機では、3組の遊星歯車装置を用いることで前進6段のフロントエンジン・フロントドライブ車両（以下、FF車両と表す）やリヤエンジン・リヤドライブ車両（以下、RR車両と表す）用の多段変速機が提案されている。

【0003】

【特許文献1】特開2000-161450号公報

【特許文献2】特開2001-182785号公報

【特許文献3】特開2002-323098号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、FF車両やRR車両に用いられる多段変速機はその軸心方向を車両の幅方向すなわち車軸に対して平行に搭載する所謂横置きとなることから、一般的に、横置きの多段変速機の全長に対する制約は車幅によって規定されることのない縦置きの多段変速機の場合に比較して大きいとされている。他方、このような遊星歯車式多段変速機では、簡単に構成され且つ小型であって、変速段のより多段化および変速比幅を大きくとり得るものであることが望まれる。また、滑らかな変速特性、燃費向上、車両走行条件に合わせた適切な駆動力の確保等の要求を高いレベルで満足させるために、多段変速機のさらなる多段化が求められている。

【0005】

しかしながら、特許文献1には縦置きの多段変速機に比較してよりコンパクトな構成が必要とされるFF車両やRR車両に用いられる多段変速機として前進7速以上を実現する技術は提案されていない。

【0006】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、変速比幅を大きくとることができ前進7速以上が可能な、FF車両やRR車両用の横置きに用いられる小型の車両用遊星歯車式多段変速機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0007】

すなわち、請求項1にかかる発明の要旨とするところは、第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転をその第1変速部を介してその第2変速部へ伝達し、その第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、(a)前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、その第1中間出力経路よりも大きい変速比でその入力回転部材の回転を減速して出力する第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部と、(b)第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、およびリングギヤの一部が互いに連結されることによって4つの回転要素が構成されるとともに、その4つの回転要素の回転速度を直線上で表すことができる共線図上においてその4つの回転要素を一端から他端

へ向かって順番に第1回転要素、第2回転要素、第3回転要素および第4回転要素としたとき、その第1回転要素は第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第2回転要素は第2クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第3回転要素は前記出力回転部材に連結され、その第4回転要素は第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変速部とを、備えている一方、(c) 前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されてその出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されることにある。

#### 【発明の効果】

##### 【0008】

このようにすれば、変速比が異なる2つの中間出力経路を有する第1変速部および2組の遊星歯車装置を有する第2変速部と、4つのクラッチおよび2つのブレーキとによって変速比幅を大きくとることができ前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、前記第1軸心に平行な第2軸心上には前記出力回転部材に作動的に連結されその出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材が配設され、第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されてFF車両やRR車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

##### 【0009】

ここで、好適には、請求項2にかかる発明の要旨とするところは、第1軸心上に同心に配置される第1変速部および第2変速部を備え、駆動力源により第1軸心まわりに回転駆動される入力回転部材の回転をその第1変速部を介してその第2変速部へ伝達し、その第1軸心まわりに回転する出力回転部材から駆動輪へ出力する形式の車両用遊星歯車式多段変速機であって、(a) 前記入力回転部材と前記第1中間出力経路とに連結される第1キャリア、その第1中間出力経路よりも大きい変速比でその入力回転部材の回転を減速して出力する第2中間出力経路に連結される第1リングギヤ、および非回転部材に連結される第1サンギヤを有するダブルピニオン型の第1遊星歯車装置を備える第1変速部と、(b) 第2サンギヤ、第2キャリア、および第2リングギヤを備えたシングルピニオン型の第2遊星歯車装置と、第3サンギヤ、第3キャリア、および第3リングギヤを備えたダブルピニオン型の第3遊星歯車装置とを含み、その第2サンギヤは第4クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第3クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結されさらに第1ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第2キャリアとその第3キャリアとは共通の部材で構成されて第2クラッチを介して前記第1中間出力経路に選択的に連結されるとともに第2ブレーキを介して非回転部材に選択的に連結され、その第2リングギヤとその第3リングギヤとは共通の部材で構成されて前記出力回転部材に連結され、その第3サンギヤは第1クラッチを介して前記第2中間出力経路に選択的に連結される第2変速部とを、備えている一方、(c) 前記第1軸心に平行な第2軸心上に回転可能に配設されるとともに前記出力回転部材に作動的に連結されてその出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材をさらに備え、前記第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されることにある。

##### 【0010】

このようにすれば、変速比が異なる2つの中間出力経路を有する第1変速部および2組の遊星歯車装置を有する第2変速部と、4つのクラッチおよび2つのブレーキとによって変速比幅を大きくとることができ前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、前記第1軸心に平行な第2軸心上には前記出力回転部材に作動的に連結されその出力回転部材からの動力を前記駆動輪へ伝達する動力伝達部材が配設され、第1軸心および第2軸心が車両の幅方向となるように搭載されてFF車両やRR車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

## 【0011】

また、好適には、請求項3にかかる発明では、上記多段変速機は、(a) 前記第1クラッチ、および前記第2ブレーキ或いは一方向クラッチが係合させられることによって成立する最も大きい変速比の第1変速段と、(b) 前記第1クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する前記第1変速段よりも変速比が小さい第2変速段と、(c) 前記第1クラッチおよび前記第3クラッチが係合させられることによって成立する前記第2変速段よりも変速比が小さい第3変速段と、(d) 前記第1クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する前記第3変速段よりも変速比が小さい第4変速段と、(e) 前記第1クラッチおよび前記第2クラッチが係合させられることによって成立する前記第4変速段よりも変速比が小さい第5変速段と、(f) 前記第2クラッチおよび前記第4クラッチが係合させられることによって成立する前記第5変速段よりも変速比が小さい第6変速段と、(g) 前記第2クラッチおよび前記第3クラッチが係合させられることによって成立する前記第6変速段よりも変速比が小さい第7変速段と、(h) 前記第2クラッチおよび前記第1ブレーキが係合させられることによって成立する前記第7変速段よりも変速比が小さい第8変速段とのうちのいずれか複数の変速段を備える変速機が構成されるものである。このようにすれば、例えば第1変速段～第8変速段の変速段を備える変速機が構成されることで前進8段の多段変速が可能な多段変速機が構成されたり、例えば第1変速段～第8変速段のうちのいずれか7つの変速段を備える変速機が構成されることで前進7段の多段変速が可能な多段変速機が構成される。

## 【0012】

また、好適には、請求項4にかかる発明では、前記第1遊星歯車装置、前記第2遊星歯車装置、前記第3遊星歯車装置は、その順に前記第1軸心上に同心に配置され、前記第4クラッチは、その第1遊星歯車装置に対してその第2遊星歯車装置側とは反対側に配置されて前記第1キャリアに連結されるものである。このようにすれば、前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、FF車両やRR車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

## 【0013】

また、好適には、請求項5にかかる発明では、前記第1遊星歯車装置に対して前記第2遊星歯車装置側とは反対側の前記第1軸心上に同心に配置されて前記駆動力源により回転駆動されることにより前記クラッチおよびブレーキの係合作動のための作動油を供給するためのオイルポンプを備え、前記第4クラッチは、前記第1遊星歯車装置とそのオイルポンプとの間の空間に配置されるものである。このようにすれば、前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、FF車両やRR車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

## 【0014】

また、好適には、請求項6にかかる発明では、前記第1遊星歯車装置の第1サンギヤが連結される前記非回転部材は、円筒形状を有して前記入力回転部材の外周側に配設されたものであり、前記第4クラッチは、その非回転部材の外周側の空間に配置されるものである。このようにすれば、前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、FF車両やRR車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

## 【0015】

また、好適には、請求項7にかかる発明では、前記第4クラッチの摩擦部材を押圧してその第4クラッチを係合させるための第4クラッチピストンは、その第4クラッチの摩擦部材に対して前記第1遊星歯車装置側とは反対側に配置されるものである。このようにすれば、前記第1遊星歯車装置に隣接して第4クラッチを配置することが可能となる。

## 【0016】

また、好適には、請求項8にかかる発明では、前記第4クラッチピストンは、前記第4クラッチの摩擦部材に対して前記オイルポンプ側に配置されるものである。このようにすれば、前記第1遊星歯車装置に隣接して第4クラッチを配置することが可能となる。

## 【0017】

また、好適には、請求項9にかかる発明では、前記第4クラッチピストンの遠心油圧補償油室を備え、その遠心油圧補償油室は前記第4クラッチの摩擦部材の内周側の空間内に設けられるものである。このようにすれば、車両用遊星歯車式多段変速機の軸心方向の寸法が短縮される。

## 【0018】

また、好適には、請求項10にかかる発明では、前記第3クラッチの摩擦部材は前記第1リングギヤの外周側に配置され、その第3クラッチの摩擦部材を押圧してその第3クラッチを係合させるための第3クラッチピストンの内周側の空間内には前記第4クラッチの第4シリンダが配置され、その第3クラッチピストンとその第4シリンダとの間にオイルシールが設けられているものである。このようにすれば、第3クラッチピストンと第3クラッチピストンの内周側の空間内に配置されている第4シリンダとの間に第3クラッチピストンの遠心油圧補償油室が形成されることになるので、車両用遊星歯車式多段変速機の軸心方向の寸法が短縮される。

## 【0019】

また、好適には、請求項11にかかる発明では、前記第3クラッチの第3クラッチドラムと前記第3クラッチピストンとの間にその第3クラッチピストン作動用の油室が形成されるものである。このようにすれば、前記第1リングギヤの外周側に配置される前記第3クラッチの摩擦部材を押圧して第3クラッチを係合させるための前記第3クラッチピストンは大径とされ、その第3クラッチピストン作動用の油圧が大径面積で確保されるので、第3クラッチピストンの押圧力すなわち第3クラッチのトルク容量が小さくされることなく前進7段以上の多段変速が可能な多段変速機が構成されるとともに、FF車両やRR車両の横置きに用いられる小型に構成される車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

## 【0020】

また、好適には、請求項12にかかる発明では、前記出力回転部材は第1軸心上で前記第1変速部と前記第2変速部との間の空間に配置されるものである。このようにすれば、FF車両やRR車両の横置きに適した構成とされる車両用遊星歯車式多段変速機が得られる。

## 【0021】

また、好適には、請求項13にかかる発明では、前記第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置は、ラビニヨ型の遊星歯車列である。このようにすれば、第2遊星歯車装置および第3遊星歯車装置を構成する部材が削減できる。また、車両用遊星歯車式多段変速機の軸心方向の寸法が短縮される。

## 【0022】

また、好適には、請求項14にかかる発明では、第3遊星歯車装置はダブルピニオン型の遊星歯車装置である。このようにすれば、前記第2遊星歯車装置とでラビニヨ型の遊星歯車列が構成され得る。

## 【発明を実施するための最良の形態】

### 【0023】

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。

### 【0024】

図1は、車両用自動変速装置として好適な車両用遊星歯車式多段変速機（以下、変速機と表す）10の構成を説明する骨子図である。図1において、変速機10は車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース（以下、ケースと表す）11内において、そのケース11に回転可能に固定され且つ互いに平行に配置される第1軸心12cを回転中心とする入力回転部材としての入力軸12および第2軸心20cを回転中心とするカウンタ軸20を備え、左右の車軸31の回転中心であって第1軸心12cおよび第2軸心20cに平行な第3軸心30cをさらに含む3軸構成とされ、車両においてその3軸が車両の幅方向すなわち車軸31に平行に搭載される所謂横置きされるFF車両やRR車両用の多段変速機として好適に用いられるものである。

## 【0025】

第1軸心12c上には入力軸12に連結されたロックアップクラッチ付トルクコンバータ8、第1遊星歯車装置15を主体として構成されている第1変速部14、第2遊星歯車装置17と第3遊星歯車装置18とを主体として構成されている第2変速部16、および第1変速部14と第2変速部16との間に出力回転部材としての出力歯車19が同心に備えられている。また、カウンタ軸20上には第2軸心20c上に回転可能に配設されるとともに、出力歯車19より大径であって出力歯車19と噛み合わされてカウンタギヤ対21が構成される動力伝達部材としてのドリブンギヤ22、およびドリブンギヤ22より小径のデフドライブピニオン24が配設されている。また、第3軸心30c上には車軸31に連結されるかさ歯車式の差動歯車装置32が配設されている。差動歯車装置32にはデフドライブピニオン24と噛み合わされるデフドライブピニオン24より大径であってデフケース33に固定されて第3軸心30cを回転中心とするデフリングギヤ34が設けられている。

## 【0026】

このように、構成された変速機10は走行用の駆動力源として例えはガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関であるエンジン6と駆動輪36との間に設けられ、エンジン6の出力を左右の駆動輪36に伝達する。具体的には、エンジン6の出力はエンジン6のクランク軸7に連結されるトルクコンバータ8を介して入力軸12に伝達されて、入力軸12はエンジン6により第1軸心12cまわりに回転駆動され、さらにその回転が第1変速部14および第2変速部16を介して第1軸心12cまわりに回転する出力歯車19へ伝達される。そして、出力歯車19からの動力すなわち出力歯車19の回転がドリブンギヤ22、デフドライブピニオン24、およびデフリングギヤ34を介することで減速されつつ、差動歯車装置32および車軸31を介して左右の駆動輪36に伝達されてエンジン6により左右の駆動輪36が回転駆動される。

## 【0027】

第1変速部14は、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置15から構成されている。この第1遊星歯車装置15は、第1サンギヤS1、互いに噛み合う複数対の第1遊星歯車P1、その第1遊星歯車P1を自転および公転可能に支持する第1キャリヤCA1、第1遊星歯車P1を介して第1サンギヤS1と噛み合う第1リングギヤR1を備えており、たとえば「0.463」程度の所定のギヤ比 $\rho_1$ を有している。また、第1キャリヤCA1は第1中間出力経路を構成する伝達部材M1を介して入力軸12に連結され、入力軸12の回転速度は変速比「1.0」でその伝達部材M1から第2変速部16側へ出力される。第1サンギヤS1は回転不能にケース11に一体的に固定され、第1リングギヤR1は入力軸12の回転を減速して出力する第2中間出力経路を構成する伝達部材M2に連結され、第1変速部14は入力軸12の回転を第1中間出力経路とその第1中間出力経路に対して変速比が大きいために減速回転させられる第2中間出力経路とをそれぞれ介して第2変速部16へ出力する。上記変速比は入力側部材の回転速度を出力側部材の回転速度で除した値で示される。

## 【0028】

すなわち第1変速部14は入力回転部材として機能する入力軸12の回転を第1中間出力経路に対応する伝達部材M1と第2中間出力経路に対応する伝達部材M2との変速比の異なる2つの出力経路でもって第2変速部16へ出力することになる。上記第1中間出力経路は実質的にはその第1中間出力経路に連結される部材たとえば本実施例では第1キャリヤCA1や入力軸12を含んでもよく、また第2中間出力経路は実質的にはその第2中間出力経路に連結される部材たとえば本実施例では第1リングギヤR1を含んでもよくたとえば中間出力部材、伝達部材等として機能することになる。

## 【0029】

第2変速部16は、シングルピニオン型の第2遊星歯車装置17およびダブルピニオン型の第3遊星歯車装置18から構成されている。この第2遊星歯車装置17は、第2サンギヤS2、第2遊星歯車P2、その第2遊星歯車P2を自転および公転可能に支持する第

2 キャリヤ C A 2 、第 2 遊星歯車 P 2 を介して第 2 サンギヤ S 2 と噛み合う第 2 リングギヤ R 2 を備えており、たとえば「0.463」程度の所定のギヤ比  $\mu_2$  を有している。第 3 遊星歯車装置 18 は、第 3 サンギヤ S 3 、互いに噛み合う複数対の第 3 遊星歯車 P 3 、その第 3 遊星歯車 P 3 を自転および公転可能に支持する第 3 キャリヤ C A 3 、第 3 遊星歯車 P 3 を介して第 3 サンギヤ S 3 と噛み合う第 3 リングギヤ R 3 を備えており、たとえば「0.415」程度の所定のギヤ比  $\mu_3$  を有している。第 1 サンギヤ S 1 の歯数を  $Z_{S1}$  、第 1 リングギヤ R 1 の歯数を  $Z_{R1}$  、第 2 サンギヤ S 2 の歯数を  $Z_{S2}$  、第 2 リングギヤ R 2 の歯数を  $Z_{R2}$  、第 3 サンギヤ S 3 の歯数を  $Z_{S3}$  、第 3 リングギヤ R 3 の歯数を  $Z_{R3}$  とすると、上記ギヤ比  $\mu_1$  は  $Z_{S1}/Z_{R1}$  、上記ギヤ比  $\mu_2$  は  $Z_{S2}/Z_{R2}$  、上記ギヤ比  $\mu_3$  は  $Z_{S3}/Z_{R3}$  である。また、第 2 遊星歯車装置 17 および第 3 遊星歯車装置 18 は、第 2 キャリヤ C A 2 および第 3 キャリヤ C A 3 が共通の部品にて構成されているとともに、第 2 リングギヤ R 2 および第 3 リングギヤ R 3 が共通の部品にて構成され、且つ第 2 遊星歯車 P 2 が互いに噛み合う一対の第 3 遊星歯車 P 3 のいずれか 1 つを兼ねているラビニヨ型の遊星歯車列とされている。

#### 【0030】

第 2 変速部 16 においては、第 2 サンギヤ S 2 は第 4 クラッチ C 4 を介して第 1 中間出力経路に対応する第 1 キャリア C A 1 に選択的に連結されるとともに第 3 クラッチ C 3 を介して第 2 中間出力経路に対応する第 1 リングギヤ R 1 に選択的に連結されさらに第 1 ブレーキ B 1 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 2 キャリア C A 2 と第 3 キャリア C A 3 とが一体的に連結されて第 2 クラッチ C 2 を介して第 1 中間出力経路に対応する入力軸 12 に選択的に連結されるとともに第 2 ブレーキ B 2 を介してケース 12 に選択的に連結され、第 2 リングギヤ R 2 と第 3 リングギヤ R 3 とが一体的に連結されて出力歯車 19 に連結され、第 3 サンギヤ S 3 は第 1 クラッチ C 1 を介して第 2 中間出力経路に対応する第 1 リングギヤ R 1 に選択的に連結されている。また、第 2 ブレーキ B 2 と平行に一方向クラッチ F 1 が設けられておりエンジン 6 の動力により駆動輪 36 が回転駆動されるパワーオン走行となる場合のみ第 2 キャリア C A 2 および第 3 キャリア C A 3 が一方向クラッチ F 1 の自動係合によりケースに 12 連結される。

#### 【0031】

第 1 クラッチ C 1 、第 2 クラッチ C 2 、第 3 クラッチ C 3 、第 4 クラッチ C 4 、第 1 ブレーキ B 1 、第 2 ブレーキ B 2 は、従来の車両用自動変速機においてよく用いられている油圧式摩擦係合装置であって、互いに重ねられた複数枚の摩擦板が油圧アクチュエータにより押圧される湿式多板型や、回転するドラムの外周面に巻き付けられた 1 本または 2 本のバンドの一端が油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成され、それが介装されている両側の部材を選択的に連結するためのものである。

#### 【0032】

本実施例では、前進 7 速以上の多段化を実現するために特許文献 1 に開示されている自動変速機に比較して第 1 遊星歯車装置 15 がシングルピニオン型からダブルピニオン型とされ、第 4 クラッチ C 4 が追加されている。そして、第 4 クラッチ C 4 の追加にも拘わらず変速機 10 の軸心方向の寸法すなわち軸長が車幅によって制限される F F 車両や R R 車両用の多段変速機として用いるために各遊星歯車装置や油圧式摩擦係合装置等の配置関係の工夫がなされている。その配置関係を、上記第 4 クラッチ C 4 の配置およびそれに伴う他の部材との関係を中心に以下に説明する。

#### 【0033】

図 2 は第 4 クラッチ C 4 が配置されている付近の変速機 10 の部分断面図であって、図 1 の一点鎖線で示す A 部分が示されている。図示しない図 1 の A 部分以外の部分は、図 2 に向かって右方向にトルクコンバータ 8 およびエンジン 6 等が、また左方向には順に出力歯車 19 、第 2 遊星歯車装置 17 、第 3 遊星歯車装置 18 が、および第 2 クラッチ C 2 、第 1 ブレーキ、一方向クラッチ F 1 等が図 1 に示す連結状態で配置されていることになる。つまり、第 1 遊星歯車装置 15 、第 2 遊星歯車装置 17 、第 3 遊星歯車装置 18 はその順に第 1 軸心 12 c 上に同心に配置され、出力歯車 19 は第 1 遊星歯車装置 15 と第 2 遊

星歯車装置17との間の空間すなわち第1変速部14と第2変速部16との間の空間に配置されている。本実施例では、図2の右方向を前方向とし左方向を後方向として表すこととする。

#### 【0034】

図2において、ケース11内のケース開口部11aには第1遊星歯車装置15を中心として第1遊星歯車装置15の外周側の空間に第1クラッチC1、第3クラッチC3、および第1ブレーキB1が、また第1遊星歯車装置15の前側すなわち第1遊星歯車装置15に対して第2遊星歯車装置17側とは反対側に第4クラッチC4が入力軸12（第1軸心12c）上に配置されている。ケース11のエンジン6側であって第1遊星歯車装置15に対して第2遊星歯車装置17側とは反対側の入力軸12（第1軸心12c）上には、ケースカバー13が備えられ、そのケースカバー13はボルト締めによりケース11に固設されてケース開口部11aが閉じられている。つまり、第4クラッチC4は、第1遊星歯車装置15とケースカバー13との間の空間に第1遊星歯車装置15に隣接して配置されている。ケース11の後側には出力歯車19を支持するためのサポート壁11bがボルト締めにより固設されている。

#### 【0035】

ケース11はケース周壁部11cを有し、そのケース周壁部11cの内周面にはスライン歯11dが形成されている。入力軸12は入力軸前部12aと入力軸後部12bとがスライン嵌合されて一体化されたものであり、入力軸12の軸内にはクラッチの作動油用の油路12e等が形成され、また入力軸12の後側の外周面にはフランジ12dが形成されている。オイルポンプ38は、ケースカバー13の中央部により構成されたボディ38aと、それにボルト締めにより固設されるオイルポンプカバー38bと、それ等の内に形成されたポンプ室内に設けられたインナギヤ38dおよびアウタギヤ38eとを備え、インナギヤ38dがエンジン6により回転駆動されることでクラッチやブレーキの係合作動のための作動油等を供給する。そのオイルポンプカバー38bには、第1遊星歯車装置15側に突出するようにポンプカバーボス部38cが形成されている。

#### 【0036】

第1遊星歯車装置15において、第1サンギヤS1はポンプカバーボス部38cの内周面に嵌合固定される非回転部材としてのスリーブ軸40の後端部にスライン勘合により固設され、第1キャリヤCA1はフランジ12dに固設され、第1リングギヤR1はフランジFR1を介してフランジ12dと入力軸前部12aとに相対回転可能且つ第1軸心12c方向に相対移動不能に支持されている。上記スリーブ軸40は、円筒形状を有して入力軸12の外周側にその入力軸12が第1軸心12cを回転中心として回転可能となるように配設されたものである。

#### 【0037】

第3クラッチC3において、伝達部材53を介して第2サンギヤS2に連結される第3クラッチドラム50はその内周側でポンプカバーボス部38cの外周面に回転可能に支持され、第1リングギヤR1の外周側の空間であって第3クラッチドラム50の外周側の内周面にスライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材50aが備えられている。また、第1リングギヤR1の外周面には摩擦部材50aと順次重ねられた状態でスライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材50bが備えられている。また、第3クラッチドラム50の内周側の空間内には、第3クラッチC3を係合するために摩擦部材50aおよび摩擦部材50bを押圧する第3クラッチピストン51が第3クラッチドラム50内に摺動自在に嵌挿されている。さらに、第3クラッチピストン51を押圧するための作動油が供給される油室52が第3クラッチドラム50と第3クラッチピストン51との間に形成されている。

#### 【0038】

第1クラッチC1において、第1クラッチシリング54は第3クラッチドラム50の内周側の空間に配置されて伝達部材53に回転可能に支持されて第3サンギヤS3に連結される伝達部材55と連結され、その外周側の内周面にスライン嵌合されている円環形状

の複数枚の摩擦部材 54a が第3クラッチ C3 の摩擦部材 50a、50b の後側の空間に併設するように備えられている。また、第3クラッチ C3 の場合と同様に第1リングギヤ R1 の外周面には摩擦部材 54a と順次重ねられた状態でスライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材 54b が備えられている。また、第1クラッチシリングダ 54 の内周側の空間内には、第1クラッチ C1 を係合するため摩擦部材 54a および摩擦部材 54b を押圧する第1クラッチピストン 56 が第1クラッチシリングダ 54 および伝達部材 55 内に摺動自在に嵌挿されている。さらに、第1クラッチピストン 56 を押圧するための作動油が供給される油室 57 が伝達部材 55 と第1クラッチピストン 56 との間に形成され、また油室 57 で発生する遠心油圧に基づいて第1クラッチピストン 56 に加えられる推力を相殺するための逆向きの推力を作用する遠心油圧を発生させる油密な遠心油圧補償油室 58 がリターンスプリングシート 58a が配設されることでリターンスプリングシート 58a と第1クラッチピストン 56 との間に形成される。遠心油圧補償油室 58 内にはリターンスプリング 59 が配設されている。

#### 【0039】

第1ブレーキ B1 は、図示しない油圧アクチュエータによって第3クラッチドラム 50 を締め付けるバンドブレーキにより構成されている。

#### 【0040】

第4クラッチ C4 において、第4クラッチ C4 は前述した通り入力軸 12 上に配置されていると同時に、スリーブ軸 40 の外周側の空間に配置されているものもある。また、第4クラッチシリングダ 60 は第3クラッチピストン 51 の内周側の空間内に配置されて第4クラッチシリングダ 60 の内周側の端部で第3クラッチドラム 50 に溶接され、その外周側の内周面にスライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材 61 が備えられている。また、第4クラッチシリングダ 60 の内周側の空間に配置される第4クラッチハブ 62 は後端部で第1キャリヤ CA1 に溶接され、その外周面に摩擦部材 61 と順次重ねられた状態でスライン嵌合されている円環形状の複数枚の摩擦部材 63 が備えられている。また、第4クラッチシリングダ 60 の内周側の空間内には、第4クラッチ C4 を係合するため摩擦部材 61 と摩擦部材 63 とを押圧する第4クラッチピストン 65 がそれら摩擦部材 61 および摩擦部材 63 に対して第1遊星歯車装置 15 側とは反対側に配置されて、第4クラッチシリングダ 60 内に摺動自在に嵌挿されている。つまり、第4クラッチピストン 65 は、それら摩擦部材 61 および摩擦部材 63 に対してケースカバー 13 (オイルポンプ 38) 側に配置されている。さらに、摩擦部材 61 および摩擦部材 63 の内周側の空間内である第4クラッチハブ 62 の内周側の空間内には、第4クラッチピストン 65 を押圧するための作動油が供給される油室 66 が第4クラッチシリングダ 60 と第4クラッチピストン 65 との間に形成され、また油室 66 で発生する遠心油圧に基づいて第4クラッチピストン 65 に加えられる推力を相殺するための逆向きの推力を作用する遠心油圧を発生させる油密な遠心油圧補償油室 67 がリターンスプリングシート 68 が配設されることでそのリターンスプリングシート 68 と第4クラッチピストン 65 との間に形成される。遠心油圧補償油室 67 内にはリターンスプリング 69 が配設されている。この遠心油圧補償油室 67 は第1軸心 12c に直交する径方向において第4クラッチハブ 62 と重なって設けられている。

#### 【0041】

このように配設される第4クラッチ C4 において、第4クラッチシリングダ 60 と第3クラッチピストン 51 との間にオイルシール 72 が設けられることで、第4クラッチシリングダ 60 は油室 52 で発生する遠心油圧に基づいて第3クラッチピストン 51 に加えられる推力を相殺するための逆向きの推力を作用する遠心油圧を発生させる油密な遠心油圧補償油室 70 の一部を第3クラッチピストン 51 と共に形成している。

#### 【0042】

油室 52、油室 66 等の各油室には入力軸 12 の軸内の油路 12e を経由して作動油が供給される。また、例えば遠心油圧補償油室 70 の作動油はオイルポンプカバー 38b 内の油路 38f を経由してドレーンされ、また遠心油圧補償油室 67 の作動油はオイルポン

プカバー38b内の油路38fを経由して或いはリターンスプリングシート68に設けられた図示しない油路からドレーンされる。

#### 【0043】

以上のように構成された変速機10では、たとえば、図3の係合作動表に示されるように、第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3、第4クラッチC4、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2のうちから選択された2つが同時に係合作動させられることにより、第1速ギヤ段（第1変速段）乃至第8速ギヤ段（第8変速段）のいずれか或いは第1後進ギヤ段（第1後進変速段）或いは第2後進ギヤ段（第2後進変速段）が選択的に成立させられ、略等比的に変化する変速比 $\gamma$ （＝入力軸回転速度N<sub>IN</sub>／出力歯車回転速度N<sub>OUT</sub>）が各ギヤ段毎に得られるようになっている。

#### 【0044】

すなわち、図3に示すように、第1クラッチC1および第2ブレーキB2の係合により、第3サンギヤS3と第1リングギヤR1との間、第2キャリアCA2および第3キャリアCA3とケース12との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_1$ が最大値たとえば「4.495」である第1速ギヤ段が成立させられる。この第1速ギヤ段ではエンジン出力による車両駆動となるパワーオン走行時には第2ブレーキB2の係合に替えて一方向クラッチF1が自動係合される。従って、第2ブレーキB2は例えは駆動輪36からの逆駆動力となるコースト走行時のエンジンブレーキ効果を得るために係合される。

#### 【0045】

また、第1クラッチC1および第1ブレーキB1の係合により、第3サンギヤS3と第1リングギヤR1との間、第2サンギヤS2とケース11との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_2$ が第1速ギヤ段よりも小さい値たとえば「2.697」程度である第2速ギヤ段が成立させられる。

#### 【0046】

また、第1クラッチC1および第3クラッチC3の係合により、第3サンギヤS3と第1リングギヤR1との間、第2サンギヤS2と第1リングギヤR1との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_3$ が第2速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1.864」程度である第3速ギヤ段が成立させられる。

#### 【0047】

また、第1クラッチC1および第4クラッチC4の係合により、第3サンギヤS3と第1リングギヤR1との間、第2サンギヤS2と第1キャリアCA1との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_4$ が第3速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1.471」程度である第4速ギヤ段が成立させられる。

#### 【0048】

また、第1クラッチC1および第2クラッチC2の係合により、第3サンギヤS3と第1リングギヤR1との間、第2キャリアCA2および第3キャリアCA3と入力軸12との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_5$ が第4速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1.238」程度である第5速ギヤ段が成立させられる。

#### 【0049】

また、第2クラッチC2および第4クラッチC4の係合により、第2キャリアCA2および第3キャリアCA3と入力軸12との間、第2サンギヤS2と第1キャリアCA1との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_6$ が第5速ギヤ段よりも小さい値たとえば「1.000」程度である第6速ギヤ段が成立させられる。

#### 【0050】

また、第2クラッチC2および第3クラッチC3の係合により、第2キャリアCA2および第3キャリアCA3と入力軸12との間、第2サンギヤS2と第1リングギヤR1との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_7$ が第6速ギヤ段よりも小さい値たとえば「0.823」である第7速ギヤ段が成立させられる。

#### 【0051】

また、第2クラッチC2および第1ブレーキB1の係合により、第2キャリアCA2お

および第3キャリアCA3と入力軸12との間、第2サンギヤS2とケース11との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_8$ が第7速ギヤ段よりも小さい値たとえば「0.683」である第8速ギヤ段が成立させられる。

#### 【0052】

また、第3クラッチC3および第2ブレーキB2の係合により、第2サンギヤS2と第1リングギヤR1との間、第2キャリアCA2および第3キャリアCA3とケース12との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_{R1}$ が第1速ギヤ段と第2速ギヤ段との間の値たとえば「4.022」である第1後進ギヤ段が成立させられる。

#### 【0053】

また、第4クラッチC4および第2ブレーキB2の係合により、第2サンギヤS2と第1キャリアCA1との間、第2キャリアCA2および第3キャリアCA3とケース12との間がそれぞれ連結されることにより、変速比 $\gamma_{R2}$ が第2速ギヤ段と第3速ギヤ段との間の値たとえば「2.158」である第2後進ギヤ段が成立させられる。第1遊星歯車装置15のギヤ比 $\rho_1$ 、第2遊星歯車装置17のギヤ比 $\rho_2$ 、第3遊星歯車装置18のギヤ比 $\rho_3$ は、上記のような変速比が得られるように設定されているのである。

#### 【0054】

変速機10において、第1速ギヤ段の変速比 $\gamma_1$ と第2速ギヤ段の変速比 $\gamma_2$ との比( $=\gamma_1/\gamma_2$ )が「1.667」とされ、第2速ギヤ段の変速比 $\gamma_2$ と第3速ギヤ段の変速比 $\gamma_3$ との比( $=\gamma_2/\gamma_3$ )が「1.447」とされ、第3速ギヤ段の変速比 $\gamma_3$ と第4速ギヤ段の変速比 $\gamma_4$ との比( $=\gamma_3/\gamma_4$ )が「1.267」とされ、第4速ギヤ段の変速比 $\gamma_4$ と第5速ギヤ段の変速比 $\gamma_5$ との比( $=\gamma_4/\gamma_5$ )が「1.188」とされ、第5速ギヤ段の変速比 $\gamma_5$ と第6速ギヤ段の変速比 $\gamma_6$ との比( $=\gamma_5/\gamma_6$ )が「1.238」とされ、第6速ギヤ段の変速比 $\gamma_6$ と第7速ギヤ段の変速比 $\gamma_7$ との比( $=\gamma_6/\gamma_7$ )が「1.215」とされ、第7速ギヤ段の変速比 $\gamma_7$ と第8速ギヤ段の変速比 $\gamma_8$ との比( $=\gamma_7/\gamma_8$ )が「1.205」とされ、各変速比 $\gamma$ が略等比的に変化させられている。また、変速機10において、第1速ギヤ段の変速比 $\gamma_1$ と第8速ギヤ段の変速比 $\gamma_8$ との比である変速比幅( $=\gamma_1/\gamma_8$ )が比較的大きな値すなわち「6.578」とされている。

#### 【0055】

図4は、変速機10において、ギヤ段毎に連結状態が異なる各回転要素の回転速度の相対関係を直線上で表すことができる共線図を示している。図4の共線図は、各遊星歯車装置15、17、18のギヤ比 $\rho$ の関係を示す横軸と、相対的回転速度を示す縦軸とから成る二次元座標であり、3本の横線のうちの下側の横線X1が回転速度零を示し、その上側の横線X2が回転速度「1.0」すなわち第1中間出力経路の回転速度を示し、さらに横線X1と横線X2との間の横線XGが第1遊星歯車装置15のギヤ比 $\rho_1$ に応じて第1中間出力経路に対して減速回転させられる第2中間出力経路の回転速度「 $N_G$ 」すなわち回転速度「0.537」を示している。

#### 【0056】

また、第1変速部14の各縦線は、左側から順番に各回転要素である第1サンギヤS1、第1リングギヤR1、第1キャリアCA1を表しており、それらの間隔は第1遊星歯車装置15のギヤ比 $\rho_1$ に応じて定められている。さらに、第2変速部16の4本の縦線Y1乃至Y4は、左から順に、第1回転要素RE1に対応する第2サンギヤS2を、第2回転要素RE2に対応し且つ相互に連結された第2キャリヤCA2および第3キャリヤCA3を、第3回転要素RE3に対応し且つ相互に連結された第2リングギヤR2および第3リングギヤR3を、第4回転要素RE4に対応する第3サンギヤS3をそれぞれ表し、それらの間隔は第2遊星歯車装置17のギヤ比 $\rho_2$ 、第3遊星歯車装置18のギヤ比 $\rho_3$ に応じて定められている。共線図の縦軸間の関係においてサンギヤとキャリヤとの間が「1」に対応する間隔とされるとキャリヤとリングギヤとの間が遊星歯車装置のギヤ比 $\rho$ に対応する間隔とされ、図4の第1変速部14では第1サンギヤS1および第1キャリヤCA1の各回転要素に対応する縦線間が「1」に対応する間隔に設定され、第2変速部16で

は、縦線Y1と縦線Y2との間が「1」に対応する間に設定され他の縦軸間の間隔は上記縦軸間の関係に基づいてそれぞれ設定されている。上記に示すように第2変速部16の回転要素としては、第2遊星歯車装置17の第2サンギヤS2、第2キャリヤCA2、および第2リングギヤR2、第3遊星歯車装置18の第3サンギヤS3、第3キャリヤCA3、および第3リングギヤR3の一部が単独で或いは互いに連結されることにより、共線図において一(左)端から他(右)端に向かって順番に4つの第1回転要素RE1、第2回転要素RE2、第3回転要素RE3、第4回転要素RE4が構成されている。

#### 【0057】

図4の共線図を利用して表現すれば、本実施例の変速機10は、第1変速部14において、第1遊星歯車装置15の3つの回転要素のうちの1つである第1キャリアCA1が伝達部材M1を介して入力軸12に連結され、他の1つである第1サンギヤS1がケース11に回転不能に固定され、残りの1つである第1リングギヤR1が伝達部材M2に連結されて、入力軸12の回転を第1中間出力経路とその第1中間出力経路に対して減速回転させられる第2中間出力経路とをそれぞれ介して第2変速部16へ出力するように構成される。

#### 【0058】

また、第2変速部16において、第1回転要素RE1(S2)は第4クラッチC4を介して第1中間出力経路に対応する第1キャリアCA1に選択的に連結されるとともに第3クラッチC3を介して第2中間出力経路に対応する第1リングギヤR1に選択的に連結されさらに第1ブレーキB1を介してケース11に選択的に連結され、第2回転要素RE2(CA2、CA3)は第2クラッチC2を介して第1中間出力経路に対応する入力軸12に選択的に連結されるとともに第2ブレーキB2を介してケース11に選択的に連結され、第3回転要素RE3(R2、R3)は出力歯車19に連結され、第4回転要素RE4(S3)は第1クラッチC1を介して第2中間出力経路に対応する第1リングギヤR1に選択的に連結されるように構成されている。

#### 【0059】

図4の共線図において、第1速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により第2中間出力経路に対応する伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされ、第2回転要素RE2は第2ブレーキB2の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y2と横線X1との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(1st)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0060】

第2速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされ、第1回転要素RE1は第1ブレーキB1の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y1と横線X1との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(2nd)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0061】

第3速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされ、第1回転要素RE1は第3クラッチC3の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y1と横線XGとの交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(3rd)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0062】

第4速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされ、第1回転要素RE1は第4クラッチC4の係合により第1中間出力経路に対応する伝達部材M1に連結されて回転速度「1.0」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y1と横線X2との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(4th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0063】

第5速ギヤ段では、第4回転要素RE4は第1クラッチC1の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされ、第2回転要素RE2は第2クラッチC2の係合により伝達部材M1に連結されて回転速度「1.0」とされるので、縦線Y4と横線XGとの交点と縦線Y2と横線X2との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(5th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0064】

第6速ギヤ段では、第2回転要素RE2は第2クラッチC2の係合により伝達部材M1に連結されて回転速度「1.0」とされ、第1回転要素RE1は第4クラッチC4の係合により伝達部材M1に連結されて回転速度「1.0」とされるので、縦線Y2と横線X2との交点と縦線Y1と横線X2との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(6th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0065】

第7速ギヤ段では、第2回転要素RE2は第2クラッチC2の係合により伝達部材M1に連結されて回転速度「1.0」とされ、第1回転要素RE1は第3クラッチC3の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされるので、縦線Y2と横線X2との交点と縦線Y1と横線XGとの交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(7th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0066】

第8速ギヤ段では、第2回転要素RE2は第2クラッチC2の係合により伝達部材M1に連結されて回転速度「1.0」とされ、第1回転要素RE1は第1ブレーキB1の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y2と横線X2との交点と縦線Y1と横線X1との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(8th)により、出力歯車19の回転速度が示される。

#### 【0067】

第1後進ギヤ段では、第1回転要素RE1は第3クラッチC3の係合により伝達部材M2に連結されて回転速度「NG」とされ、第2回転要素RE2は第2ブレーキB2の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y1と横線XGとの交点と縦線Y2と横線X1との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(Rev1)により、出力歯車19の負の回転速度が示される。

#### 【0068】

第2後進ギヤ段では、第1回転要素RE1は第4クラッチC4の係合により伝達部材M1に連結されて回転速度「1.0」とされ、第2回転要素RE2は第2ブレーキB2の係合によりケース11に連結されて回転速度「0」とされるので、縦線Y1と横線X2との交点と縦線Y2と横線X1との交点とを結ぶ直線が縦線Y3と交差する点(Rev2)により、出力歯車19の負の回転速度が示される。

#### 【0069】

上述のように、本実施例によれば、3組の第1遊星歯車装置15、第2遊星歯車装置17、第3遊星歯車装置18、4つのクラッチCおよび2つのブレーキBによって、変速比幅を比較的大きな値たとえば「6.578」にとることができ前進8速が可能な変速機10が得られるとともに、第1変速部14と第2変速部16との間の空間に配置される出力歯車19と、第1軸心12cと平行な第2軸心20cを回転中心とするカウンタ軸20に配設されるドリブンギヤ22とが噛み合わされてカウンタギヤ対21が構成され、第1軸心12cおよび第2軸心20cが車両の幅方向となるように搭載されてFF車両やRR車両の横置きに用いられる小型に構成される変速機10が得られる。

#### 【0070】

また、本実施例によれば、第3軸心30c上にかさ歯車式の差動歯車装置32が配設され、ドリブンギヤ22より小径であってカウンタ軸20に配設されるデフドライブピニオン24およびデフドライブピニオン24に噛み合わされるデフリングギヤ34を介してカウンタ軸20の回転が差動歯車装置32に伝達され、カウンタギヤ対21やデフドライブピニオン24およびデフリングギヤ34等の複数の減速装置を介してエンジン6からの回

転駆動が駆動輪36に伝達されるので、エンジン出力に対する変速機10の容量が抑制されて変速機10のコンパクト化が実現し易くなる。

#### 【0071】

また、本実施例によれば、第4クラッチC4が設けられて前進8段の多段変速が可能な変速機10が構成されるとともに、その第4クラッチC4は第1遊星歯車装置15に対して第2遊星歯車装置17側とは反対側すなわち第1遊星歯車装置15とケースカバー13（オイルポンプ38）との間の空間に第1遊星歯車装置15に隣接するように配置されて第1キャリアCA1に連結され、さらにその第4クラッチC4の摩擦部材61および摩擦部材63の内周側の空間内にはリターンスプリングシート68が配設されて第1軸心12cに直交する径方向において第4クラッチハブ62と重なるように遠心油圧補償油室67がリターンスプリングシート68と摩擦部材61および摩擦部材63に対して第1遊星歯車装置15の反対側に配置される第4クラッチピストン65との間に形成されているので、遠心油圧補償油室67が第4クラッチハブ62に対して第1軸心12c方向にずれて形成されることに比較して変速機10の軸心特に第1軸心12c方向の寸法増加が抑制されてFF車両やRR車両に用いられる小型に構成される変速機10が得られる。また、第4クラッチピストン65が摩擦部材61および摩擦部材63に対して第1遊星歯車装置15側とは反対側に配置されるので、第4クラッチC4が第1遊星歯車装置15に隣接するように配置されることが可能となる。また、第4クラッチシリンダ60の径が第3クラッチピストン51の径より小さく構成される。

#### 【0072】

また、本実施例によれば、第3クラッチピストン51の内周側の空間内には第4クラッチシリンダ60が配置され、第4クラッチシリンダ60と第3クラッチピストン51との間にオイルシール72が設けられて第4クラッチシリンダ60は遠心油圧補償油室70の一部を第3クラッチピストン51と共に形成しているので、遠心油圧補償油室が独立して備えられることに比較して変速機10の軸心特に第1軸心12c方向の寸法増加が抑制されてFF車両やRR車両に用いられる小型に構成される変速機10が得られる。

#### 【0073】

また、本実施例によれば、第3クラッチC3の第3クラッチドラム50と第3クラッチピストン51との間に第3クラッチピストン51作動用の油室52が形成されるので、第3クラッチC3のトルク容量となる第3クラッチピストン51の押圧力すなわちが第3クラッチピストン51作動用の油圧が大径面積で確保される。すなわち、入力軸12の回転速度が減速されて入力される第3クラッチC3は、第2クラッチC2および第4クラッチC4に比較してより大きなトルク容量が必要とされるので、そのトルク容量が第3クラッチピストン51の大径面積で確保される。

#### 【0074】

また、同じく入力軸12の回転速度が減速されて入力される第1クラッチC1と同程度のトルク容量が必要である第3クラッチC3のトルク容量が第3クラッチピストン51の大径面積で確保されるので、第1クラッチC1と第3クラッチC3とのバランスがよいま第4クラッチC4が設けられて前進8段の多段変速が可能な変速機10が構成される。

#### 【0075】

また、本実施例によれば、第3クラッチC3および第2ブレーキB2が係合させられることによって第1後進変速段が成立させられ、第4クラッチC4および第2ブレーキB2が係合させられることによって第2後進変速段が成立させられるので、前進8段と後進2段の変速ギヤ段が得られる。

#### 【0076】

また、本実施例によれば、シングルピニオン型の第2遊星歯車装置17およびダブルピニオン型の第3遊星歯車装置18は、ラビニヨ型の遊星歯車列とされているので、変速機10の軸心特に第1軸心12c方向の寸法が短縮される。

#### 【0077】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様にお

いても適用される。

#### 【0078】

たとえば、前述の実施例の変速機10では、前進8速の変速段が成立させられる前進8段の多段変速が可能な多段変速機が構成されたが、第1変速段～第8変速段のうちのいずれか複数の変速段を備える変速機が構成されればよい。例えは、第1変速段～第8変速段のうちのいずれか1つを除いた7つの変速段例えは第1変速段乃至第7変速段或いは第2変速段乃至第8変速段を備える前進7段のみの多段変速が可能な多段変速機が構成されてもよい。

#### 【0079】

また、前述の実施例でのカウンタギヤ対21に替えて、例えは第1軸心12c上に配設された出力回転部材としてスプロケットと第2軸心20cに配設された動力伝達部材としてスプロケットとがそれらスプロケットに巻き掛けられたチェーンにより作動的に連結されて、出力歯車19からの動力が左右の駆動輪36に伝達されるようにしてもよい。また、スプロケットおよびそれらスプロケットに巻き掛けられたチェーンに替えて、例えはブーリおよびベルトなどで構成されてもよい。また、出力回転部材としてのスプロケットとデフリングギヤ34としてのスプロケットとそれらスプロケットに巻き掛けられたチェーンとにより出力回転部材と差動歯車装置32とが作動的に連結されて出力回転部材からの動力が左右の駆動輪36に伝達されるようにしてもよい。

#### 【0080】

また、前述の実施例では、第1変速部14と第2変速部16との間に出力歯車19が備えられていたが、必ずしも第1変速部14と第2変速部16との間に設けられなくてもよい。例えは、第2変速部16に対して第1変速部14側とは反対側に設けられてもよい。

#### 【0081】

また、前述の実施例の変速機10では、エンジン6とトルクコンバータ8とはクラランク軸7を介して直結されていたが、たとえはギヤ、ベルト等を介して作動的に連結されておればよく、共通の軸心上に配置される必要もない。また、エンジン6は他の駆動力源たとえは電動モータ等であってもよい。

#### 【0082】

また、前述の実施例の変速機10では、第2遊星歯車P2は第2遊星歯車装置17側と第3遊星歯車装置18側とで異なる径（歯数）であってもよい。また、第2遊星歯車装置17および第3遊星歯車装置18は、ラビニヨ型の遊星歯車列であったが、例えは第2リングギヤR2および第3リングギヤR3が共通の部品にて構成されてなくともよい。

#### 【0083】

また、前述の実施例の変速機10では、第2ブレーキB2と平行に一方向クラッチF1が設けられていたが、一方向クラッチF1は必ずしも設けられなくてもよい。この場合には、パワーオン走行時もコースト走行時と同様に第1クラッチC1および第2ブレーキB2の係合により、第1速ギヤ段が成立させられる。また、第1クラッチC1乃至第4クラッチC4、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2のうちのいずれかには、一方向クラッチが直列または並列に設けられてもよい。このようにすれば、変速制御が容易となる。また、第1クラッチC1乃至第4クラッチC4、第1ブレーキB1、第2ブレーキB2のうちのいずれかが一方向クラッチに取り替えられてもよい。このようにしても一応の変速が得られる。

#### 【0084】

また、前述の実施例では、エンジン6と入力軸12との間に流体伝動装置としてロックアップクラッチ付のトルクコンバータ8が設けられていたが、ロックアップクラッチは備えられてなくてもよい。また、そのトルクコンバータ8に替えて、フルードカップリング、磁粉式電磁クラッチ、多板或いは单板式の油圧クラッチが設けられていてもよい。

#### 【0085】

また、前述の実施例の共線図は、縦線Y1乃至Y4が左から右へ向かって順次配列されていたが、右から左へ向かって順次配列されていてもよい。また、回転速度零に対応する

横軸X1の上側に回転速度「1」に対応する横軸X2が配置されていたが、横軸X1の下側に配置されていてもよい。

#### 【0086】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0087】

【図1】本発明の一実施例である車両用遊星歯車式多段変速機の要部構成を説明する骨子図である。

【図2】第4クラッチが配置されている付近の変速機の部分断面図であって、図1の一点鎖線で示すA部分が示されている。

【図3】図1の実施例の車両用遊星歯車式多段変速機の変速ギヤ段とそれを成立させるために必要な油圧式摩擦係合装置の作動との関係を示す図表である。

【図4】図1の実施例の車両用遊星歯車式多段変速機の作動を説明する共線図である。

#### 【符号の説明】

#### 【0088】

6：エンジン（駆動力源）

10：車両用遊星歯車式多段変速機

11：トランスミッションケース（非回転部材）

12：入力軸（入力回転部材）

12c：第1軸心

14：第1変速部

15：第1遊星歯車装置

S1：第1サンギヤ

R1：第1リングギヤ

CA1：第1キャリア

16：第2変速部

17：第2遊星歯車装置

S2：第2サンギヤ

R2：第2リングギヤ

CA2：第2キャリア

18：第3遊星歯車装置

S3：第3サンギヤ

R3：第3リングギヤ

CA3：第3キャリア

19：出力歯車（出力回転部材）

20c：第2軸心

22：ドリブンギヤ（動力伝達部材）

36：駆動輪

38：オイルポンプ

50：第3クラッチドラム

51：第3クラッチピストン

60：第4クラッチシリンダ（第4シリンダ）

72：オイルシール

C1：第1クラッチ

C2：第2クラッチ

C3：第3クラッチ

C4：第4クラッチ

B1：第1ブレーキ

B 2 : 第 2 ブレーキ

R E 1 : 第 1 回転要素

R E 2 : 第 2 回転要素

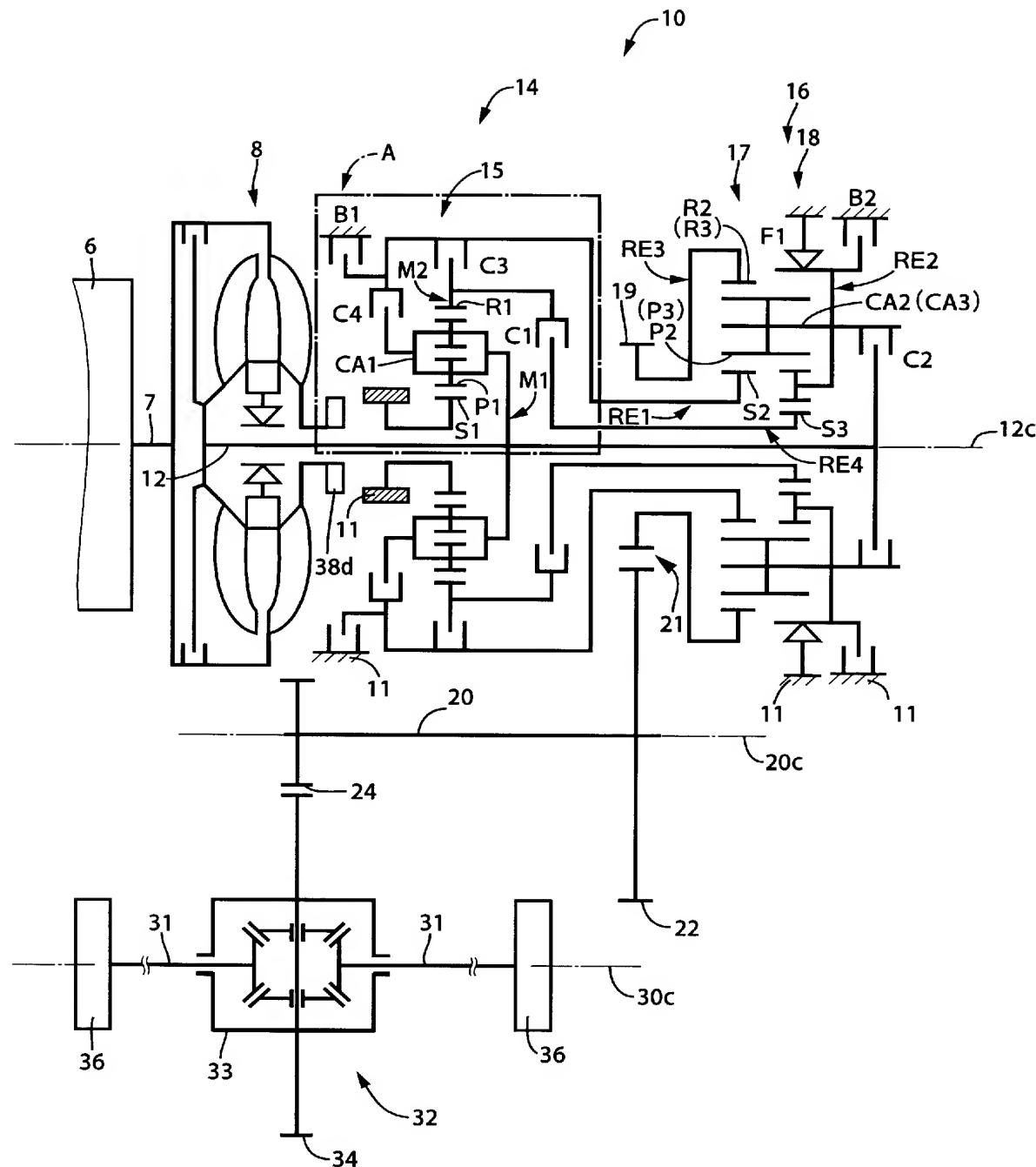
R E 3 : 第 3 回転要素

R E 4 : 第 4 回転要素

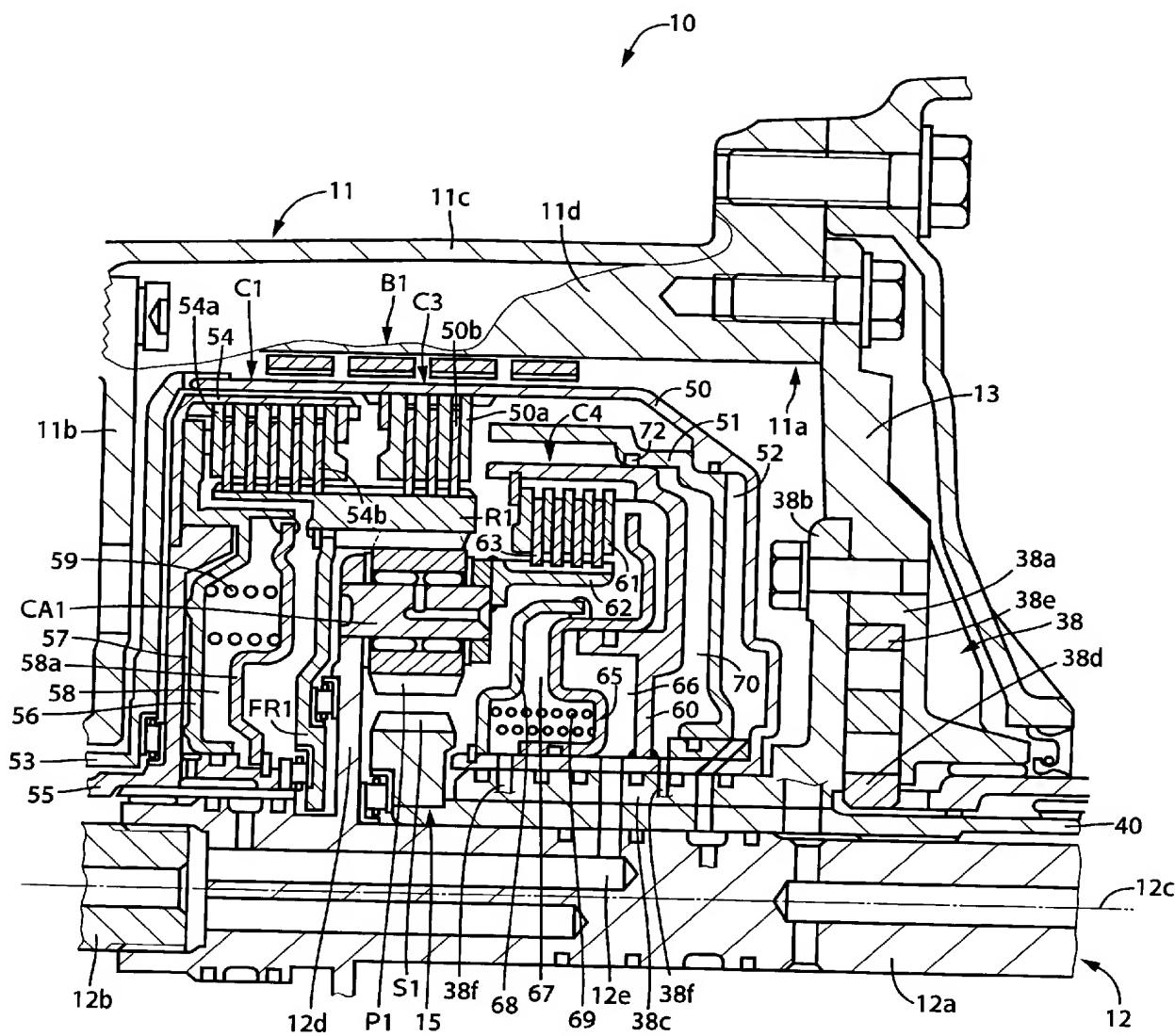
M 1 : 伝達部材 (第 1 中間出力経路)

M 2 : 伝達部材 (第 2 中間出力経路)

【書類名】図面  
【図 1】



【図2】

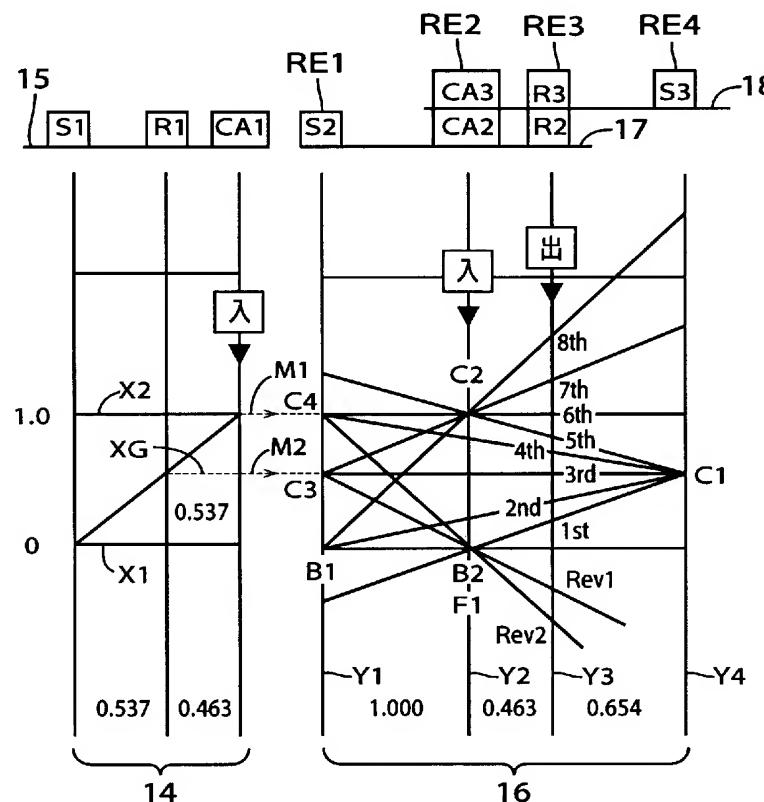


【図 3】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2	F1	変速比	ステップ
1st	○					◎	○	4.495	
2nd	○				○			2.697	1.667
3rd	○		○					1.864	1.447
4th	○			○				1.471	1.267
5th	○	○						1.238	1.188
6th		○		○				1.000	1.238
7th		○	○					0.823	1.215
8th		○			○			0.683	1.205
R1			○			○		4.022	トータル 6.578
R2				○		○		2.158	

○係合 ◎エンジンブレーキ時係合

【図 4】



【書類名】要約書

【要約】

【課題】 変速比幅を大きくとることができ前進7速以上が可能な、FF車両やRR車両用に用いられる小型の車両用遊星歯車式多段変速機を提供する。

【解決手段】 3組の遊星歯車装置と4つのクラッチCおよび2つのブレーキBとによって、変速比幅を大きくとることができ前進7速以上が可能な変速機10が得られるとともに、第1変速部14と第2変速部16との間に配置される出力歯車19と、第1軸心12cと平行な第2軸心20cを回転中心とするカウンタ軸20に配設されるドリブンギヤ22とが噛み合わされてカウンタギヤ対21が構成され、軸長の増加が抑制されるように第4クラッチC4が配置されてFF車両やRR車両に用いられる小型に構成される変速機10が得られる。

【選択図】 図1

出願人履歴

000003207

19900827

新規登録

愛知県豊田市トヨタ町1番地

トヨタ自動車株式会社